



**TUGAS AKHIR TF091381**

**ANALISA PENGARUH PERUBAHAN NILAI  
*SWIRL NUMBER* TERHADAP EFFISIENSI  
PEMBAKARAN PADA GAS TURBIN DENGAN  
MENGUNAKAN *LARGE EDDY  
SIMULATION(LES)***

**FARID VIKO BHASKARRA  
NRP 2407 100 020**

**Dosen Pembimbing  
Dr. GUNAWAN NUGROHO, ST, MT**

**JURUSAN TEKNIK FISIKA  
Fakultas Teknologi Industri  
Institut Teknologi Sepuluh Nopember  
Surabaya 2011**



**FINAL PROJECT TF091381**

# **ANALYSIS OF THE EFFECT SWIRL NUMBER TO THE COMBUSTION EFFICIENCY IN GAS TURBINE WITH LARGE EDDY SIMULATIONS (LES)**

**FARID VIKO BHASKARRA**  
**NRP 2407 100 020**

**ADVISOR**  
**Dr. GUNAWAN NUGROHO, ST, MT**

**DEPARTMENT OF ENGINEERING PHYSICS**  
**Faculty of Industrial Technology**  
**Institut Teknologi Sepuluh Nopember**  
**Surabaya 2011**

# **ANALISA PENGARUH PERUBAHAN NILAI SWIRL NUMBER TERHADAP EFFISIENSI PEMBAKARAN PADA GAS TURBIN DENGAN MENGGUNAKAN LARGE EDDY SIMULATION(LES)**

**Nama** : Farid Viko Bhaskarra  
**NRP** : 2407 100 020  
**Jurusan** : Teknik Fisika FTI-ITS  
**Dosen Pembimbing** : Dr. Gunawan Nugroho, ST, MT

## **ABSTRAK**

*Desain gas turbin membutuhkan perhitungan efisiensi dan pencampuran yang bagus pada proses reaksi pembakaran. Simulasi numerik merupakan salah satu cara untuk mengatasi permasalahan ini. Hingga saat ini Large Eddy Simulation (LES) merupakan salah satu metode yang sangat menjanjikan untuk mengatasi permasalahan ini. Pada artikel ini diperkenalkan desain swirler dengan memvariasikan bukaan swirler, terdapat 5 variasi sudut bukaan yaitu  $5^0$ ,  $15^0$ ,  $20^0$ ,  $25^0$  dan  $30^0$ . Kinerja dari swirler ini diselidiki menggunakan 5 simulasi CFD yang bertujuan untuk mengetahui pengaruh sudut bukaan swirler terhadap daerah resirkulasi pembakaran. Dari hasil simulasi, terlihat bahwa sudut bukaan  $25^0$  pada daerah pembakaran menghasilkan titik stagnasi yang paling tinggi sekitar 45,26022 mm. Efisiensi terbesar terjadi pada bilangan Swirl 0,7583 sebesar 89,35%.*

**Kata kunci** : Gas turbin, Large Eddy Simulation, Swirler, Computational Fluid Dynamics (CFD)



# **ANALYSIS OF THE EFFECT SWIRL NUMBER TO THE COMBUSTION EFFICIENCY IN GAS TURBINE WITH LARGE EDDY SIMULATIONS (LES)**

**Name** : Farid Viko Bhaskarra  
**NRP** : 2407 100 020  
**Department** : Teknik Fisika FTI-ITS  
**Advisor** : Dr. Gunawan Nugroho, ST, MT

## **ABSTRACT**

Efficiency calculation and a good mixing process are required in designing gas turbine combustor. Numerical simulations using Large Eddy Simulations are well suited to address these issues. In this study, a numerical simulation of non reacting flow in gas turbine combustor was performed. There were 5 variations of swirler's angles ( $5^{\circ}$ ,  $15^{\circ}$ ,  $20^{\circ}$ ,  $25^{\circ}$  and  $30^{\circ}$ ). Performances of these new swirler were investigated. The main target of this investigation is to get the effect of swirler's angle to combustion recirculation zone. The results show that the longest flame stagnation point of 45,26022 mm was obtained at  $25^{\circ}$  of swirler's angle. The highest efficiency was obtained at swirl number 0,7583 ( $30^{\circ}$ ) i.e 89,35 %

























































**Keywords** : *Gas turbine, Large Eddy Simulation, Swirler, Computational Fluid Dynamics (CFD)*





## DAFTAR NOTASI

























































Symbol	Keterangan	Satuan
$B$	faktor pre-exponensial	A
$d$	jarak ke dinding terdekat	m
$E$	energi aktivasi	Joule (J)
$g$	fluks massa SGS	$\text{kg/m}^2\text{s}$
$h$	enthalpy	$\text{J/kg}$
$k$	energi kinetik tubulen	$\text{m}^2/\text{s}^2$
$K$	konstanta laju reaksi	$\text{L/mol s}$
$Ls$	panjang pencampuran untuk skala subgrid	
$p$	tekanan	Pascal
$Pr$	Prandtl Number	
$q$	fluks panas SGS	$\text{W/m}^2$
$R$	konstanta gas	
$Sc$	Bilangan Schmidt	
$S$	tensor laju regangan	$\text{s}^{-1}$
$t$	waktu	s ( <i>second</i> )
$T$	temperatur	K (Kelvin)
$u$	komponen kecepatan	$\text{m/s}$
$V$	volume dari sel komputasional	$\text{m}^3$
$w$	laju reaksi	$\text{mol/dm}^3\text{s}$
$x, y, z$	koordinat ruang	
$Y$	fraksi massa	
$\mu$	viskositas dinamik	Pa.s
$\mu_t$	viskositas skala subgrid turbulen	
$\tau$	tegangan skala subgrid	Pa
$\dot{m}_{out}$	laju aliran massa yang keluar dari <i>control volume</i>	$\text{kg/s}$
$\dot{m}_{in}$	laju aliran massa yang masuk ke <i>control volume</i>	$\text{kg/s}$
$\Delta\dot{m}_{cv}$	laju perubahan massa didalam <i>control volume</i>	$\text{kg/s}$

$E_{st}$ $E_g$	Energi tersimpan Energi yang terbentuk				Joule Joule	
						
						
						
						
						
						
						
						



## DAFTAR NOTASI

Symbol	Keterangan	Satuan
$B$	faktor pre-exponensial	A
$d$	jarak ke dinding terdekat	m
$E$	energi aktivasi	Joule (J)
$g$	fluks massa SGS	$\text{kg/m}^2\text{s}$
$h$	enthalpy	$\text{J/kg}$
$k$	energi kinetik tubulen	$\text{m}^2/\text{s}^2$
$K$	konstanta laju reaksi	$\text{L/mol s}$
$Ls$	panjang pencampuran untuk skala subgrid	
$p$	tekanan	Pascal
$Pr$	Prandtl Number	
$q$	fluks panas SGS	$\text{W/m}^2$
$R$	konstanta gas	
$Sc$	Bilangan Schmidt	
$S$	tensor laju regangan	$\text{s}^{-1}$
$t$	waktu	s ( <i>second</i> )
$T$	temperatur	K (Kelvin)
$u$	komponen kecepatan	$\text{m/s}$
$V$	volume dari sel komputasional	$\text{m}^3$
$w$	laju reaksi	$\text{mol/dm}^3\text{s}$
$x, y, z$	koordinat ruang	
$Y$	fraksi massa	
$\mu$	viskositas dinamik	Pa.s
$\mu_t$	viskositas skala subgrid turbulen	
$\tau$	tegangan skala subgrid	Pa
$\dot{m}_{out}$	laju aliran massa yang keluar dari <i>control volume</i>	$\text{kg/s}$
$\dot{m}_{in}$	laju aliran massa yang masuk ke <i>control volume</i>	$\text{kg/s}$
$\Delta\dot{m}_{cv}$	laju perubahan massa didalam <i>control volume</i>	$\text{kg/s}$

$E_{st}$ $E_g$	Energi tersimpan Energi yang terbentuk				Joule Joule	
						
						
						
						
						
						
						
						

## BAB II

### TINJAUAN PUSTAKA

#### 2.1 Karakteristik dari bilangan Swirl

Proses pembakaran memerlukan suatu penstabilan api agar pembakaran tersebut berjalan dengan baik. Salah satu caranya adalah dengan pemberian efek aliran berputar (*swirl*). Efek aliran ini didapatkan dari perubahan nilai bilangan *Swirl* pada *swirler* [8]. Bilangan swirl dari sebuah rancangan tertentu didapatkan jika kecepatan rata-rata axial, radial dan tangensial diketahui sebagai sebuah fungsi dari lokasi radial pada ruang bakar. Ekspresi berikut dapat diaplikasikan jika hanya kecepatan axial dan tangensial diketahui [9]:

$$S = \frac{\int_{R_i}^{R_o} vwr^2 dr}{\int_{R_i}^{R_o} v^2 r dr} \quad (2.1)$$

V merupakan komponen kecepatan rata-rata axial, w adalah komponen kecepatan rata-rata tangensial dan r adalah lokasi radial. Massa jenis diasumsikan tidak bervariasi, dan gradien tekanan radial yang dihasilkan oleh gerakan *swirling* diabaikan pada ekspresi diatas. Penyederhanaan ini menyebabkan beberapa *error*. Bilangan swirl dari aliran berputar seharusnya merupakan sebuah kuantitas yang terkonservasi. Jika bagian tekanan diabaikan, bilangan swirl yang didapatkan tidak akan dilihat sebagai kuantitas terkonservasi pada aliran. Tekanan statis pada aliran susah untuk dilakukan pengukuran, bagaimanapun juga dan bentuk yang dimodifikasi dari persamaan di atas yang berkontribusi pada variasi tekanan berdasarkan pada hubungan kecepatan axial dan tangensial tidak cocok untuk bilangan swirl tinggi (dimana bilangan swirl,  $S > 1$ ).

Pemberian efek swirl pada aliran dapat dilakukan dengan berbagai cara. Posisi sudu swirler sejajar dengan arah aliran udara. Derajat sudu swirler maksimum mencapai sekitar  $70^\circ$ . Nilai lebih dari  $70$  biasanya tidak akan terjadi efek pusaran, dikarenakan sudu ini harus dengan ketebalan yang terbatas (*finite thickness*). Terdapat *pressure drop* yang berhubungan dengan bentuk sudu. Parameter *pressure drop* sangat erat berpengaruh pada efisiensi ruang bakar, maka untuk itu diperlukan suatu perhitungan dimana rancangan swirl nantinya akan menghasilkan *pressure drop* yang rendah. Aliran yang berputar juga cukup sensitif dengan kondisi masukan. Desain swirler yang tidak simetris dan tidak sempurna akan menghasilkan efek swirl yang tidak simetris pada medan kecepatan. Hasilnya, bentuk api yang dihasilkan akan tidak simetris, dan hal ini akan memengaruhi karakteristik pembakaran dari api.

Terdapat 2 jenis sudu turbin yaitu lurus dan berlekuk. Swirler yang memiliki sudu lurus, derajat sudutnya tidak dipengaruhi oleh jarak radial dari sudu tersebut. jenis ini lebih gampang untuk dibuat tetapi kurang efisien dalam permasalahan *pressure drop*. Swirl yang berlekuk memiliki sudut swirl yang kecil dekat garis tengah dan sudut swirl semakin besar semakin besar pula jari-jari dari swirl tersebut. Bilangan swirl untuk tipe sudu swirl yang lurus dapat didefinisikan sebagai berikut :

$$S = \frac{2}{3} \left( \frac{1 - \left(\frac{d_h}{d_o}\right)^3}{1 - \left(\frac{d_h}{d_o}\right)^2} \right) \tan \varnothing \quad (2.2)$$

$d_h$  merupakan diameter dalam dari swirler sedangkan  $d_o$  merupakan diameter luar dari swirler. Terlihat pada (2.2) nilai bilangan swirl bergantung pada nilai sudut swirl  $\varnothing$ .



## 2.2 Pemecah vortex dan aliran balik

Fenomena pemecah vortex ditandai dengan daerah toroidal beresirkulasi yang terletak pada daerah sesudah pembangkit swirl. Biasanya, bentuk aliran pada daerah ini akan mengalami pembesaran (ekspansi), dikarenakan bentuk ruang bakar lebih besar dari pada bentuk swirl. Pada ruang bakar dengan swirl yang terstabilkan, gerakan swirl menghasilkan daerah yang bertekanan rendah pada tengah-tengah aliran. Jika bilangan swirl cukup tinggi, daerah bertekanan rendah ini akan membesar sehingga memperlambat pergerakan aliran, gas bertekanan tinggi di dorong kembali dari daerah hilir ke daerah hulu. Fenomena ini cukup berguna dalam penstabilan pembakaran, dikarenakan hal ini menciptakan sebuah mekanisme yang baik gas produk yang bersuhu tinggi dapat dikontakkan langsung (direaksikan) dengan udara, bahan bakar yang belum terbakar dan pengoksidasi.

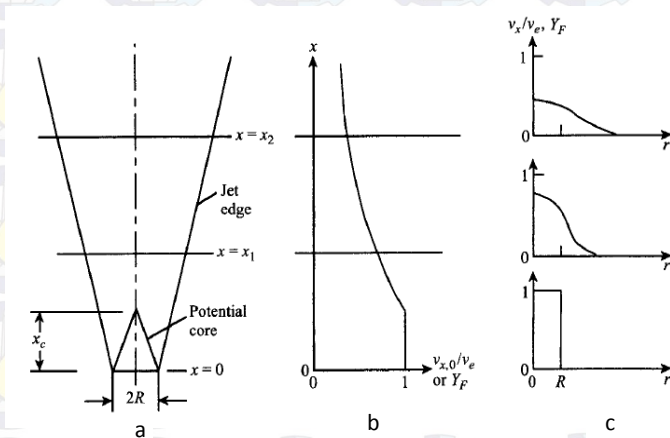
## 2.3 Pembakaran

Pembakaran adalah proses oksidasi yang terjadi secara cepat yang mampu menghasilkan panas atau cahaya dan panas sedangkan untuk proses oksidasi lambat panas timbul relatif kecil dan tidak ada cahaya. Pembakaran dapat ditandai dengan adanya api maupun tidak. Untuk pembakaran yang terjadi menghasilkan api dibagi menjadi dua yaitu *premixed* dan *nonpremixed* (difusi). *Premixed* dan *nonpremixed*, sesuai namanya kedua tipe dihubungkan pada keadaan dari campuran reaktan dalam hal ini bahan bakar dan udara. Pada pembakaran *premixed*, bahan bakar dan *oxidizer* mengalami pencampuran sebelum mencapai tingkat molekul untuk menghasilkan reaksi kimia yang signifikan. Sedangkan pada pembakaran *nonpremixed*, reaktan pada mulanya terpisah dan reaksi terjadi hanya pada antar muka antara

bahan bakar dengan *oxidizer*, dimana proses pencampuran dan reaksi berlangsung.

## 2.4 Aliran pancaran yang tidak bereaksi

Gambar 2.1a menjelaskan sebuah *nozzle* bahan bakar dengan jari-jari  $R$ . Profil kecepatan diasumsikan seragam pada daerah keluaran pipa. Terdapat sebuah daerah yang bernama *potential core* di dekat *nozzle* dengan ketinggian  $x_c$ . Pada *potential core*, efek dari tegangan geser *viscous* dan difusi belum terjadi, oleh karena itu kecepatan dan fraksi massa fluida pada *nozzle* tetap tidak berubah dari keluaran *nozzle*. Kecepatan dan fraksi massa pada keadaan ini bernilai seragam. Keadaan seperti ini hampir sama seperti perkembangan aliran pada sebuah pipa, selain hal tersebut, pada pipa, konservasi dari massa memerlukan aliran yang seragam untuk bergerak [10].



Gambar 2.1 Nonreaksi, pancaran bahan bakar keluar menuju reservoir udara diam tak berhingga.

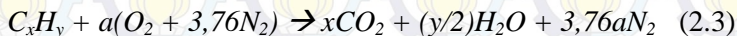
Pada daerah di antara *potential core* dan tepi pancaran, kecepatan dan konsentrasi bahan bakar (fraksi



massa,  $Y_F$ ) berkurang secara monoton hingga menuju nol pada tepian pancaran (Gambar 2.1b dan Gambar 2.1c). Pada daerah  $x < x_c$  (Gambar 2.1a), efek dari tegangan geser *viscous* dan difusi massa telah terjadi

## 2.5 Stoikiometri Pembakaran

Kuantitas stoikiometri merupakan perbandingan antara banyaknya udara (*oxidizer*) yang dibutuhkan untuk memenuhi pembakaran sejumlah bahan bakar. Jika jumlah pengoksidasi melebihi dari kondisi kesetimbangan maka campuran tersebut bisa dikatakan udara berlebih (*lean*), sedangkan jika jumlah udara yang diberikan kurang atau tidak mencapai kondisi kesetimbangan maka dapat dikatakan bahan bakar berlebih (*rich*). Perbandingan antara jumlah *oxidizer* dan bahan bakar ditentukan dengan menuliskan kesetimbangan atom sederhana, dengan asumsi bahwa bahan bakar bereaksi untuk membentuk sebuah produk. Untuk bahan bakar hidrokarbon dengan struktur  $C_xH_y$ , hubungan stoikiometrinya dapat dinyatakan ke dalam bentuk, [11] :



Dimana

$$a = x + y/4$$

Untuk memudahkan, diasumsikan bahwa susunan udara tersusun atas oksigen ( $O_2$ ) 21%, Nitrogen ( $N_2$ ) 79% jadi untuk setiap mol oksigen terdapat 3,76 mol nitrogen.

Kesetimbangan rasio bahan bakar-udara dapat diperoleh sebagai berikut,

$$(A/F)_{stoic} = \left( \frac{m_{air}}{m_{fuel}} \right)_{stoic} = \frac{4,76a}{1} \frac{MW_{air}}{MW_{fuel}} \quad (2.4)$$

Dimana  $MW_{\text{air}}$  dan  $MW_{\text{fuel}}$  adalah berat molekul dari udara dan bahan bakar. Secara umum nilai perbandingan campuran antara bahan bakar - *oxidizer* dapat dinyatakan dalam Rasio ekuivalen ( $\Phi$ ) seperti di bawah ini, [11] :

$$\Phi = \frac{(A/F)_{\text{stoic}}}{A/F} = \frac{(F/A)}{(F/A)_{\text{stoic}}} \quad (2.5)$$

Dari definisi di atas diperoleh bahwa untuk bahan bakar berlebih (*rich*) maka  $\Phi > 1$ , dan untuk udara berlebih (*lean*),  $\Phi < 1$ . Untuk keadaan setimbang nilai  $\Phi = 1$

## 2.6 Persamaan Dasar

Persamaan dasar untuk aliran fluida dapat diperoleh dari tiga persamaan dasar fisika yaitu konservasi massa, momentum, dan energi. Ketiga persamaan dasar tersebut dapat digunakan dalam teori maupun simulasi berbasis CFD. Namun untuk proses yang terdapat proses perubahan senyawa kimia di dalamnya dibutuhkan persamaan konservasi spesies. Dalam menggunakan pendekatan dari sebuah elemen fluida infinit yang bergerak sepanjang garis arus berikut ini adalah persamaan dasar untuk aliran tunak, tiga dimensi, mampu mampat, dan aliran *viscous* untuk metode LES [6].

### Konservasi massa

Dalam menentukan aliran melalui sebuah *control volume*, jika jumlah massa yang mengalir ke dalam *control volume* tidak sama dengan jumlah massa yang mengalir keluar *control volume*, akan terjadi perubahan jumlah massa yang mengalir didalam *control volume*. Jika aliran keluar lebih besar dari pada aliran yang masuk, maka terjadi penurunan jumlah massa didalam *control volume*, begitu pula sebaliknya [12]. Berdasarkan fenomena diatas, maka konservasi massa dapat dinyatakan sebagai, [12] :

$$0 = [\dot{m}_{out}] - [\dot{m}_{in}] + [\Delta \dot{m}_{CV}] \quad (2.6)$$

Dikarenakan perbedaan diantara laju aliran massa yang keluar dan laju aliran massa yang masuk bernilai sama dengan laju efflux (*outflow*) massa melalui *control volume*, pernyataan diatas dapat disederhanakan menjadi :

$$0 = [\dot{m}_{efflux}] + [\Delta \dot{m}_{CV}] \quad (2.7)$$

Persamaan (2.7) dapat diubah menjadi

$$0 = \int_{cs} \rho \vec{V} \cdot d\vec{A} + \frac{\partial}{\partial t} \int_{cv} \rho dV \quad (2.8)$$

Dikarenakan *control volume* dipilih secara *arbitrary*, maka tanda integral bernilai identik dengan nol, oleh karena itu konservasi massa dapat dinyatakan sebagai :

$$\frac{\partial}{\partial x_i} (\rho \bar{u}_i) + \frac{\partial \rho}{\partial t} = 0 \quad (2.8)$$

### Konservasi energi

Hukum pertama termodinamika memberikan pemahaman tentang energi total. Energi total terdiri dari energi kinetik, energi potensial dan energi dalam. Energi dalam dapat dibagi menjadi energi termal dan bentuk lain dari energi seperti : energi kimia dan energi nuklir. Pada pembelajaran perpindahan panas difokuskan pada bentuk energi mekanik dan termal. Penjumlahan energi termal dan mekanik tidak terkonservasi, hal ini dimungkinkan karena terdapat perubahan bentuk energi lain diantara energi termal dan mekanik. Sebagai contoh, jika sebuah reaksi kimia

muncul dan menurunkan jumlah energi kimia dalam sistem, hal ini mengakibatkan peningkatan energi termal pada sistem. Berdasarkan hal tersebut maka dapat dikatakan bahwa perubahan energi sebagai energi termal yang terbentuk. Jadi, pernyataan dari Hukum pertama termodinamika yang sesuai untuk analisa perpindahan panas adalah

Peningkatan jumlah energi termal dan mekanik yang tersimpan dalam *control volume* harus bernilai sama dengan jumlah energi termal dan mekanik yang masuk ke *control volume* dikurangi jumlah energi termal dan mekanik yang meninggalkan *control volume* ditambah jumlah energi termal dan mekanik yang tergenerasi di dalam *control volume*.

Sehingga pernyataan di dalam kotak dapat ditulis sebagai, [13] :

$$\Delta E_{st} = E_{in} - E_{out} + E_g \quad (2.9)$$

Selanjutnya, bentuk (2.9) dibawa ke dalam bentuk dot. Bentuk dot ini menunjukkan sebuah laju.

$$\dot{E}_{st} \equiv \frac{\partial E_{st}}{\partial t} = \dot{E}_{in} - \dot{E}_{out} + \dot{E}_g \quad (2.10)$$

Laju energi yang keluar dari sistem ( $\dot{E}_{out}$ ) dapat dijabarkan ke dalam deret taylor dan dijelaskan pada arah sumbu x, maka :

$$\dot{E}_{out} = \dot{E}_{in} + \frac{\partial \dot{E}}{\partial x} dx + \frac{1}{2} \frac{\partial^2 \dot{E}}{\partial x^2} dx^2 + \dots \quad (2.11)$$

Nilai pada suku kedua ( $\frac{1}{2} \frac{\partial^2 \dot{E}}{\partial x^2} dx^2$ ) dan suku-suku setelahnya dapat dihilangkan karena bernilai sangat kecil. Lalu persamaan (2.11) dimasukkan ke dalam bentuk persamaan (2.10) sehingga menjadi :



$$\frac{\partial E_{st}}{\partial t} = -\frac{\partial E}{\partial x} dx + \dot{E}_g \quad (2.12)$$

Dari persamaan (2.12), kontribusi dari energi yang keluar dan yang masuk sudah tidak ada. Sehingga dari persamaan (2.12) dapat diubah bentuk menjadi :

$$\frac{\partial \bar{h}}{\partial t} + \frac{\partial}{\partial x_j} (\rho \bar{h} \bar{u}_j) = \frac{\partial}{\partial x_j} \left( \frac{\mu}{Pr} \frac{\partial \bar{h}}{\partial x_j} \right) - \frac{\partial q_{jsgs}}{\partial x_j} \quad (2.13)$$

Bentuk  $\frac{\partial}{\partial x_j} (\rho \bar{h} \bar{u}_j)$  menggambarkan peristiwa konveksi yang terjadi pada sistem dan bentuk  $\frac{\partial}{\partial x_j} \left( \frac{\mu}{Pr} \frac{\partial \bar{h}}{\partial x_j} \right)$  menggambarkan adanya tegangan geser pada sistem. Pada persamaan (2.12) bentuk  $-\frac{\partial E}{\partial x} dx$  berubah menjadi bentuk  $\frac{\partial}{\partial x_j} (\rho \bar{h} \bar{u}_j)$  dan  $\frac{\partial}{\partial x_j} \left( \frac{\mu}{Pr} \frac{\partial \bar{h}}{\partial x_j} \right)$  pada persamaan (2.13)

### Konservasi spesies

Persamaan konservasi spesies dapat dianalogikan sama seperti persamaan konservasi energi pada suatu *control volume*, sehingga :

$$\dot{M}_{st} \equiv \frac{\partial M_{st}}{\partial t} = \dot{M}_{in} - \dot{M}_{out} + \dot{M}_g \quad (2.14)$$

Persamaan (2.14) diberi perlakuan yang sama seperti pada persamaan konservasi energi di atas, maka :

$$\frac{\partial M_{st}}{\partial t} = -\frac{\partial M}{\partial x} dx + \dot{M}_g \quad (2.15)$$

Pada persamaan (2.12) bentuk  $-\frac{\partial M}{\partial x} dx$  merupakan perumusan dari laju konveksi *species*  $(\frac{\partial}{\partial x_j}(\rho \bar{u}_j \bar{Y}_s))$  dan laju difusi *species*  $(\frac{\partial}{\partial x_j}(\frac{\mu}{Sc} \frac{\partial \bar{Y}_s}{\partial x_j}) - \bar{w}_s)$  [14], sehingga persamaan (2.14) dapat diubah menjadi :

$$\frac{\partial \rho \bar{Y}_s}{\partial t} + \frac{\partial}{\partial x_j}(\rho \bar{u}_j \bar{Y}_s) = \frac{\partial}{\partial x_j} \left( \frac{\mu}{Sc} \frac{\partial \bar{Y}_s}{\partial x_j} \right) - \bar{w}_s - w_{sgs} - \frac{\partial g_{jsgs}}{\partial x_j} \quad (2.15)$$

Persamaan momentum untuk LES berasal dari persamaan *Navier-Stokes*

$$\frac{\partial}{\partial t}(\rho \bar{u}_i) + \frac{\partial}{\partial x_j}(\rho \bar{u}_i \bar{u}_j) = \frac{\partial}{\partial x_j} \left( \mu \frac{\partial \bar{u}_i}{\partial x_j} \right) - \frac{\partial \bar{p}}{\partial x_i} - \frac{\partial \tau_{ij}}{\partial x_j} \quad (2.16)$$

Dimana tegangan skala *subgrid* (SGS)  $\tau_{ij}$  didefinisikan sebagai berikut,

$$\tau_{ij} \equiv \rho \overline{u_i u_j} - \rho \bar{u}_i \bar{u}_j$$

Pada aliran turbulen termampatkan aplikasi dari operasi penyaringan (filtering) secara langsung dari persamaan transport Navier-Stokes menghasilkan persamaan transport untuk LES atau lebih sering disebut dengan kuantitas SGS (*Sub-grid Scale*)  $\tau_{ij}$  dan  $q_{jsgs}$  yang membutuhkan pemodelan, sedangkan untuk tensor SGS (*Sub-grid Scale*) yang tidak dapat diselesaikan dapat menggunakan asumsi dari Boussinesq [3].

Diberikan

$$\tau_{ij} - \frac{1}{3} \tau_{kk} \delta_{ij} = -\rho L_s^2 |\bar{S}| \left( \frac{\partial \bar{u}_i}{\partial x_j} + \frac{\partial \bar{u}_j}{\partial x_i} \right) \quad (2.17)$$



dimana  $L_s = \min(kd, C_s V^{\frac{1}{3}})$

## 2.7 Efisiensi Pembakaran

Kegagalan untuk mendapatkan efisiensi yang tinggi pada umumnya tidak bisa diterima begitu saja, dikarenakan inefisiensi menunjukkan adanya bahan bakar yang masih sisa (tidak terbakar semuanya). Biasanya hal ini digambarkan dengan adanya emisi polutan. Itulah sebabnya, regulasi terhadap emisi pada saat ini meminta untuk efisiensi pembakaran lebih dari 99 %. Mesin pesawat terbang yang modern mempunyai efisiensi secara efektif pada 100 % ketika *take off*. Untuk menghindari asap “putih”, efisiensi harus mencapai 96 % dan pada keadaan *no point* di siklus operasi efisiensi harus dibawah 90 %.

Pendekatan yang biasanya digunakan dalam menjelaskan efisiensi pembakaran dalam kondisi dimana semua laju dari panas yang dilepaskan dibatasi oleh pengaruh kinetika-kimia adalah model *burning velocity* dan model *stirred reactor*.

Disini zona pembakaran digambarkan sebagai lidah api yang mirip dengan lidah api yang dihasilkan oleh sebuah *burner* dalam kondisi aliran turbulen. Kinerja pembakaran digambarkan sebagai perbandingan panas yang dilepaskan pada saat pembakaran dengan panas yang tersedia pada bahan bakar. Kinerja pembakaran ini diasumsikan bahwa laju penguapan dan laju pencampuran terjadi sangat cepat sehingga bahan bakar terbakar semua. Ketidakefisiensian pembakaran muncul ketika terdapat beberapa campuran (antara bahan bakar dan udara) berhasil melewati daerah pembakaran. Model ini digunakan oleh Greenhouh dan Levabre [1] dalam penjelasan sebuah parameter yang ditunjukkan untuk menghubungkan data eksperimen pada

efisiensi pembakaran yang didapatkan dari tekanan, temperatur dan laju aliran udara untuk beberapa jenis ruang bakar.

Efisiensi pembakaran didefinisikan sebagai [1] :

$$\eta = \frac{\rho_g A_f C_p \Delta_T}{\dot{m}_A LHV} \quad (2.18)$$

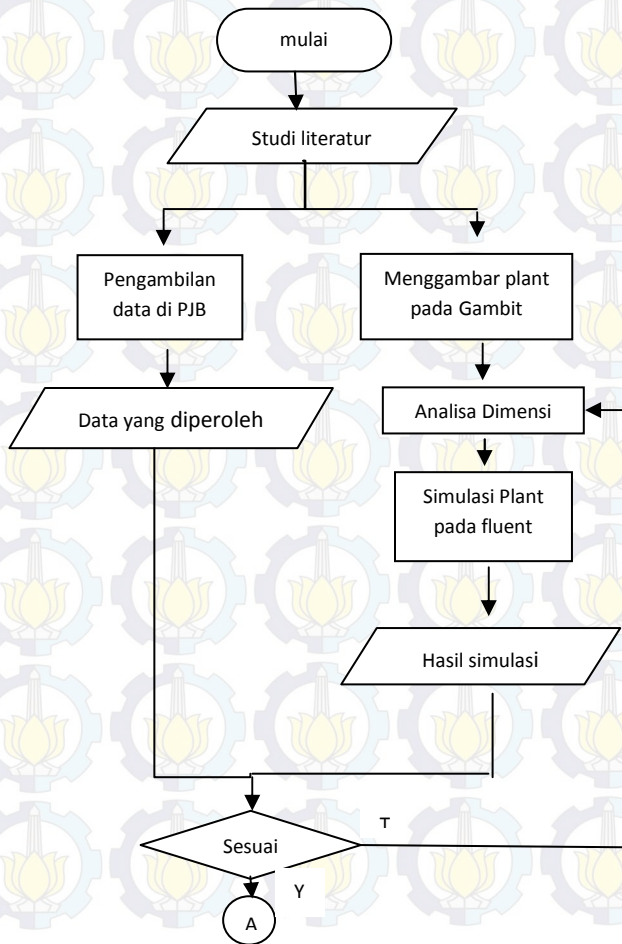
Bentuk  $C_p \Delta_T = qh$ , dari definisi ; dan juga area api,  $A_f$  dapat diasumsikan sejajar dengan area referensi dari ruang bakar. Dan persamaan (2.8) dapat disederhanakan menjadi :

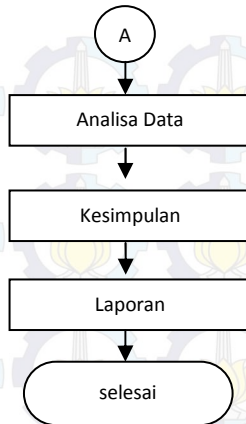
$$\eta = \frac{\rho_g A_f h}{\dot{m}_A LHV} \quad (2.19)$$

Dimana  $h$  merupakan nilai enthalpy yang terjadi pada saat pembakaran, LHV merupakan nilai pembakaran bersih yang dimiliki oleh bahan bakar,  $\rho_g$  merupakan massa jenis dari gas alam dan  $\dot{m}_A$  merupakan laju aliran massa dari bahan bakar yang dipengaruhi luasan dari *nozzle*

### BAB III PERMODELAN SISTEM

Bab ini berisi tentang penurunan model geometri yang digunakan untuk simulasi. Berikut di bawah ini adalah gambar diagram alir dari penelitian ini.





Gambar 3.1 diagram alir penelitian

### 3.1 Algoritma pengerjaan Tugas Akhir

Penjelasan algoritma pengerjaan tugas akhir sebagai berikut :

#### a. Studi literatur

Large Eddy Simulation dipelajari, dimana Large Eddy simulation adalah metode turbulensi pada di beberapa jurnal dinilai cukup layak untuk melakukan simulasi pembakaran. Selain itu, karakteristik ruang bakar pada gas turbin juga ikut dipelajari terutama pada daerah *Swirler*.

#### Pengambilan data di PJB

Data yang diambil merupakan data sekunder yang didapatkan dari *control room* PLTGU PT.PJB Gresik berupa temperatur, tekanan dan laju aliran massa. Pemilihan data simulasi, dipilih pada saat



keadaan operasional *gas turbine* sesaat sebelum diberi beban dengan kecepatan putar turbin 2994 rpm.

**b. Proses menggambar plant gas turbin**

Tahapan ini berupa proses penggambaran detail desain dari gas turbin yang akan dibuat berdasarkan analisa dimensi.

**c. Analisa dimensi**

Analisa dimensi yang digunakan pada simulasi ini yaitu dengan mengacu *reynolds number*. *Reynolds Number* untuk aliran turbulen pada LES sekitar 3 juta. Nilai 3 juta ini, didapatkan dari perhitungan bilangan Reynolds. Nilai ini, menggambarkan bahwa kedaan aliran di dalam ruang bakar ini sangat turbulen. Nilai bilangan ini digunakan juga untuk menentukan kondisi batas (*boundary condition*) yang akan diberikan pada simulasi.

Bilangan *Swirl* didapatkan dari bentuk geometri dari *swirler* itu sendiri, yang lebih tepatnya nilai ini didapatkan dari perumusan diameter dalam *swirler*, diameter luar *swirler* dan sudut bukaan dari *swirler* tersebut.

**d. Simulasi dan verifikasi**

Setelah mendapatkan data dari PJB Gresik seperti yang disebutkan diatas. Kemudian dilakukan analisa dimensi. Dalam hal ini bilangan Reynold diasumsikan sama. Setelah mendapatkan hasil simulasi lalu hasil simulasi tersebut dibandingkan dengan data plant di lapangan. Perbedaan yang

diperoleh dari hasil simulasi terhadap data sebenarnya yaitu sebesar 7,5 %.

e. **Analisa data**

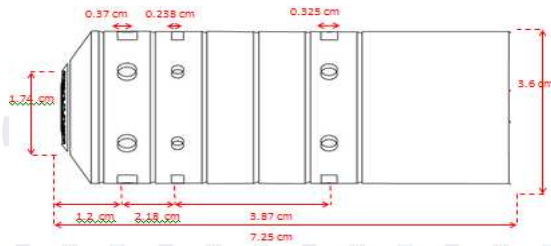
Analisa data dilakukan terhadap 5 variasi sudut bukaan *swirler* yaitu  $5^0, 15^0, 20^0, 25^0, 30^0$ .

### **3.2 Pemodelan sistem**

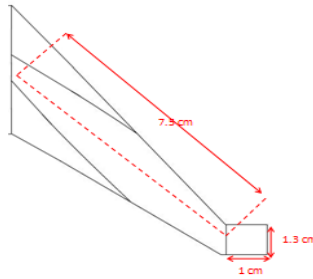
Model ruang bakar yang digambar pada Gambit merupakan model model ruang bakar sebenarnya gas turbin pada PT.PJB Gresik dimana sebelumnya telah terjadi penskalaan terhadap ruang bakar tersebut dengan perbandingan skala 1:10.

Gambar 3.2 merupakan model asli bagian-bagian dari ruang bakar dimana Gambar 3.2a,b dan c merupakan penampang samping dari basket, *transition piece* dan tampak depan dari ruang bakar

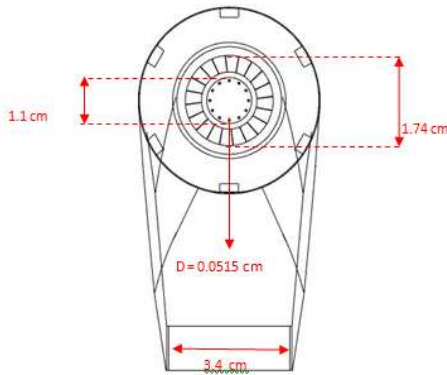




(a)



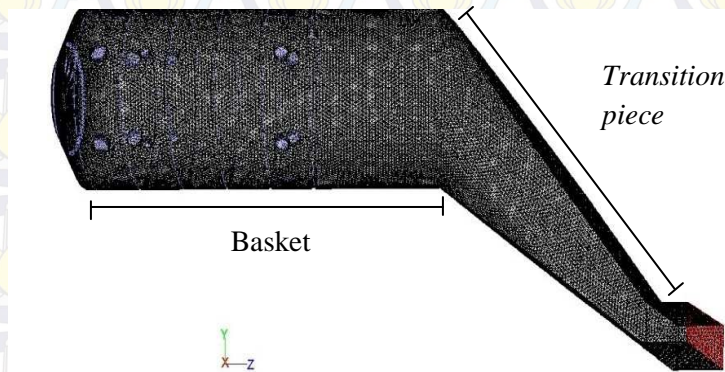
(b)



(c)

Gambar 3.2 Merupakan gambar skematik ruang bakar gas turbin. (a) Basket, (b) *transition piece* dan (c) tampak depan ruang bakar

Dari ketiga bagian tersebut dilakukan pengukuran panjang dan dilakukan penskalaan 1:10 seperti yang terlihat pada gambar 3.3. Pemilihan skala 1:10 dikarenakan model turbulensi yang digunakan pada simulasi kali ini sangat membutuhkan kemampuan komputasi yang besar.



Gambar 3.3 Grid view combustor

Setelah melakukan penggambaran pada Gambit, selanjutnya model geometri tersebut di-*meshing*, tujuan dari *meshing* ini adalah untuk membuat daerah diskritisasi berupa *cell*, nantinya dari daerah ini akan dilakukan pengiterasian persamaan dasar (*governing equation*). Pada simulasi kali ini metode *finite volume*. Pemberian dilakukan pada 3 bagian, jadi 1 ruang bakar (*combustor*) dilakukan pembagian volume yang bertujuan untuk memperingan beban komputasi ketika memberikan *meshing*. Dari kepala sampai jarak ( $z$ ) 0,0045 cm digunakan ukuran 0,04 sedangkan untuk jarak ( $z$ ) 0,0045 sampai dengan 0,09 digunakan ukuran 0,08. Jumlah elemen

(*grid/cell*) yang terbentuk sekitar 1700983 elemen (gambar 3.3).

Setelah pemberian *mesh*, geometri tersebut diberi tipe batas (*boundary type*) dan tipe kontinum (*continuum type*). Pada pemberian tipe batas untuk setiap masukan diberi tipe *mass flow inlet* dan untuk keluaran *pressure outlet*. Pada gambar 3.3 dapat dilihat bahwa terdapat daerah yang diberi warna biru yang berarti merupakan masukan dan daerah berwarna merah berarti keluaran. Kemudian setelah selesai seluruh proses tadi, maka dilakukan proses pemindahan data mesh ke software fluent agar dapat dilakukan simulasi pada software tersebut. Tampilan jendela (*window*) untuk pemberian kondisi batas, metode turbulensi solver dan lain-lain dapat dilihat pada lampiran A

### 3.3 Penentuan model *solver* dan viskositas

Terdapat dua macam solver yaitu *Pressure-Based* dan *Density-Based*. Kedua pendekatan tersebut mempunyai perbedaan dalam cara penyelesaian persamaan kontinuitas, momentum, energy dan spesies. Solver *pressure-based* pada dasarnya digunakan untuk aliran tak mampu mampat dan mampu mampat tingkat menengah. Di sisi lain, pendekatan *density-based* didesain untuk aliran mampu mampat kecepatan tinggi. Namun saat ini, kedua pendekatan tersebut mampu diaplikasikan pada skala aliran yang lebih lebar (dari tak mampu mampat sampai mampu mampat tinggi). Untuk kasus pembakaran non-premixed, *solver* yang cocok digunakan adalah *pressure-based*. Dikarenakan pembakaran

yang terjadi bersifat tidak tunak maka untuk pilihan waktu digunakan transien.

Model viskositas yang digunakan adalah *Large Eddy Simulation*. Model ini digunakan karena LES dinilai mampu memberikan solusi dan hasil yang lebih menjanjikan daripada RANS. Metode LES menyediakan simulasi tiga dimensi bergantung waktu dengan pergerakan turbulen dari skala yang lebih besar dihitung secara numerik (tanpa menggunakan pemodelan), dan hanya skala yang lebih kecil daripada grid komputasi (*subgrid scale*) yang kebanyakan isotropik dimodelkan dengan menggunakan model subgrid. Untuk memperoleh hasil dari proses pencampuran udara dan bahan bakar serta perubahan fasenya di dalam ruang bakar, model persamaan *Smagorinsky-Lilly* digunakan untuk menghitung fase turbulen aliran pembakaran dari bahan bakar-udara di dalam ruang bakar. Sedangkan untuk konstanta model digunakan nilai awal.

### **3.4 Penentuan species**

Model spesies yang digunakan adalah *non-premixed combustion* karena pembakaran yang terjadi di dalam ruang bakar berlangsung secara *non-premixed*. Untuk model kimia digunakan model kesetimbangan, konsentrasi dari spesies ditentukan dari fraksi campuran menggunakan asumsi dari kesetimbangan kimia. Dengan model ini, kita dapat mengetahui efek dari spesies sampingan dan reaksi pemisahan, menghasilkan prediksi temperatur api yang lebih realistis. Ketika kita memilih model kesetimbangan kimia,



maka pilihan untuk *Rich Flammability Limit (RFL)* akan muncul.

*Rich flammability Limit* digunakan untuk menentukan batas campuran maksimum dari bahan bakar dan udara agar campuran tersebut dapat terbakar. Digunakan batas nyala kaya sebesar 0.1, ketika campuran antara bahan bakar-udara melebihi batas tersebut maka campuran tersebut tidak bisa terbakar.

### **3.5 Penentuan nilai kondisi batas**

Terdapat berbagai macam tipe kondisi batas yang disediakan, untuk aliran masuk dan keluar terdiri atas *pressure inlet, velocity inlet, mass flow inlet, and inlet. vent, intake fan, pressure outlet, pressure far-field, outflow, outlet vent, and exhaust fan*. Dinding terdiri atas *wall, symmetry, periodic, and axis*. Berikut ini rincian dari tipe kondisi batas yang digunakan :

#### **a. Bahan bakar gas**

Tipe kondisi batas masukan yang digunakan adalah *mass flow inlet*. Kondisi batas ini digunakan karena data yang kita miliki berupa laju aliran massa bahan bakar. Selain itu pada kondisi batas ini juga terdapat tekanan inisial yang berguna untuk memasukkan nilai tekanan awal pada laju aliran bahan bakar.

Laju aliran bahan bakar yang digunakan sebesar 0,022 kg/s dan tekanan awal sebesar 1850 kPa sesuai data yang ada di lapangan. Untuk arah aliran dipilih normal terhadap boundary karena geometri yang tersedia telah disesuaikan dengan geometri aslinya. Untuk temperatur dimasukkan nilai sebesar 300 K sesuai dengan data lapangan yang tersedia.

b. Laju aliran udara

Laju aliran udara yang digunakan pada setiap masukan (*swirler*, *head*, *corrugated*, *primary air*, *secondary air* dan *dilution air*) berupa tipe *mass flow inlet*. Setiap *swirler* laju aliran masuk sebesar 0,03225 kg/s dengan tekanan sebesar 710 kPa gauge sesuai dengan data *shell combustion pressure* di lapangan. Temperatur untuk laju aliran masuk *swirler* sebesar 581 K. Arah aliran keluar dari *swirler* dipilih yang *normal to boundary*. *Normal to boundary* berarti arah aliran tegak lurus dengan geometri keluaran *swirler*.

Pada bagian *head* , dimana udara dialirkan melalui *head* ruang bakar. Laju aliran udara *head* sebesar 0,215 kg/s dengan tekanan 710 kPa dan temperatur 581 K. Selain *swirler* dan *head air* masih terdapat 4 jenis masukan udara yaitu *primary air*, *secondary air*, *dilution air* dan *corrugated air*. *Primary air* merupakan udara yang diberikan pada daerah *primary* yang digunakan untuk pembakaran bahan bakar pertama kali pada ruang bakar. Laju aliran udara pada bagian ini sebesar 0,33 kg/s dengan tekanan 710 kPa. Temperatur laju aliran udara pada bagian ini sebesar 510 K.

*Secondary air* merupakan udara yang diberikan pada daerah *secondary* dimana sisa pembakaran pada daerah *primary* dibakar kembali pada daerah ini. Laju aliran udara pada bagian *secondary air* ini sebesar 0,144 kg/s dengan tekanan 710 kPa. Temperatur pada bagian ini sebesar 510 K. *Dilution air* merupakan udara yang diberikan pada daerah *dilution*. Daerah ini berfungsi untuk menyeragamkan temperatur api yang terjadi. Laju aliran udara pada *dilution air*



sebesar 0,263 kg/s dengan tekanan 710 kPa. Temperatur pada bagian ini sebesar 510 K. *Corrugated air* merupakan udara yang diberikan pada dinding ruang bakar, hal ini bertujuan untuk melindungi dinding ruang bakar dari temperatur tinggi pembakaran. Laju aliran udara pada bagian ini sebesar 0,71 kg/s dengan tekanan 710 kPa. Temperatur pada bagian ini sebesar 581 K.

kondisi batas lainnya adalah *ignitor* dan *pressure outlet*. *Ignitor* disini berfungsi sebagai pemantik awal terjadinya pembakaran tipe kondisi batas untuk kondisi ini adalah *wall* dengan temperatur 1000 K. Out merupakan nama kondisi batas untuk keluaran gas hasil dari proses pembakaran. Jenis kondisi batas yang digunakan berupa *pressure outlet* untuk mengetahui tekanan statis pada keluaran. Untuk nilai tekanan awal bernilai 0 Pa gauge karena turbin gas beroperasi pada tekanan atmosfer.

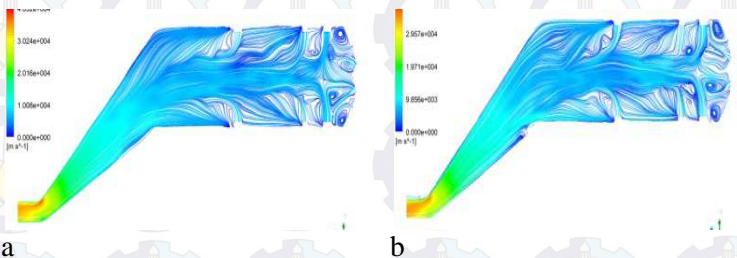


## BAB IV

### ANALISA dan PEMBAHASAN

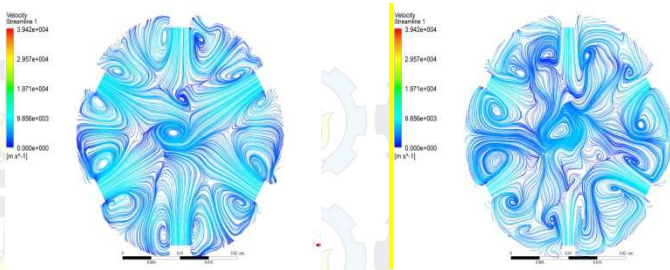
#### 4.1 Medan Kecepatan

Simulasi yang dilakukan sangat berguna sebagai pertimbangan sifat kualitatif yang ditampilkan oleh medan kecepatan pada kasus pembakaran, seperti yang terlihat pada Gambar 4.1 yaitu *streamline* pada bidang vertikal.



Gambar 4.1 Medan aliran *streamline* penampang vertikal

Pada Gambar 4.1 terlihat jelas perbedaan topologi aliran yang akan diprediksi. Perbedaan ini terjadi akibat interaksi pusat inti *vortex* dengan sebaran aliran yang terjadi akibat aliran tersebut dilewatkan pada sebuah *nozzle (jet stream)*, dimana aliran ini menggerakkan aliran balik pada daerah *primary*. Struktur memutar terbentuk pada keadaan perbandingan masukan udara dan bahan bakar yang sama, tetapi berbeda sudut bukaan *swirlernya*. Perbedaan struktur aliran ini berhubungan erat dengan perbedaan sudut bukaan *swirler* dimana untuk setiap kasus diberi perbedaan sudut sebesar  $5^{\circ}$ . Keberadaan struktur aliran tambahan ini tentu saja merubah konfigurasi aliran pada daerah *primary* yang juga merubah distribusi temperatur dan spesies.



Gambar 4.2 Medan aliran pada bagian *primary* (kiri) dan bagian *secondary* (kanan).

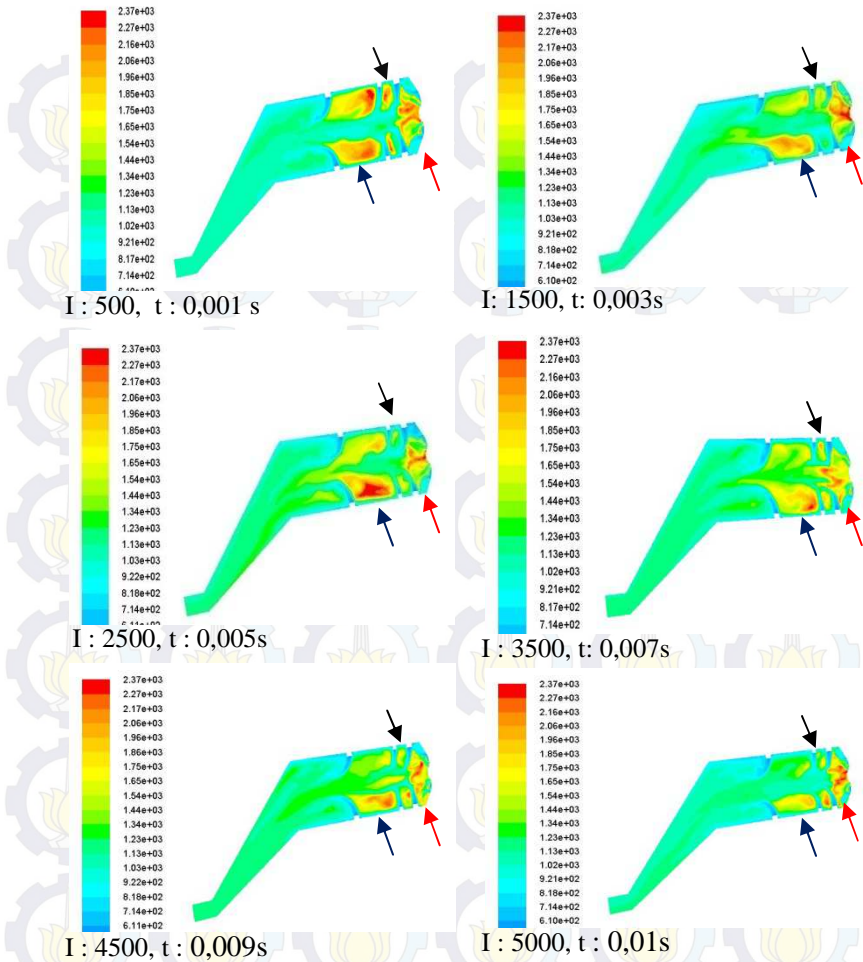
Pada Gambar 4.2, terlihat jelas bahwa aliran udara dari lubang *primary* dan lubang *secondary* saling bertubrukan sehingga menghasilkan aliran pusaran ditengah ruang bakar. Selain hal tersebut, fenomena ini juga dipengaruhi oleh aliran udara balik dari bagian *head* ruang bakar . Hal semacam ini sama seperti percobaan yang pernah dilakukan oleh *Bicen* dan *Palma* [15]. Inti yang berputar di tengah ruang bakar ini merupakan bukti proses perata-rataan pada daerah dimana aliran dari *jets* saling bertubrukan dan bervariasi terhadap waktu. Nyatanya, Gambar 4.2 merupakan representasi yang cocok dan lebih baik terhadap kelakuan aliran pada ruang bakar, di lain pihak pada Gambar 4.1 kelakuan aliran menunjukkan ke"individualitasnya", yang dimaksud individualitas disini adalah bahwa aliran bentukan yang terjadi tidak saling mempengaruhi keadaan yang terjadi pada ruang bakar tersebut sehingga kurang tepat digunakan sebagai representasi kelakuan aliran pada ruang bakar. Pada Gambar 4.2 dimungkinkan untuk mengidentifikasi ketidaksimetrisan dalam penetrasi *jets* dan ini mungkin terkait bentuk lubang *primary* dan *secondary*.



## 4.2 Medan Temperatur

Pola aliran yang sebelumnya digambarkan dapat secara langsung diketahui dalam perubahan waktu dari medan temperatur sebagaimana yang ditampilkan pada Gambar 4.3 yang menampilkan 6 keadaan berbeda.

Pada Gambar 4.3 terdapat daerah panas terlihat pada daerah pembakaran yaitu daerah *primary*, daerah *secondary* dan daerah *dilution*. Pembakaran tidak terjadi lagi setelah daerah *dilution* dan api distabilkan pada daerah resirkulasi pada bagian *head* ruang bakar. Pada daerah sekitar dinding ruang bakar tidak terjadi reaksi dan proses pembakaran dikarenakan daerah sekitar dinding telah diisolasi oleh aliran udara yang dilepaskan oleh udara dinding yang menyelimuti ruang bakar, buktinya dapat dilihat pada masing-masing gambar. Studi visualisasi aliran menunjukkan bahwa beberapa kejadian sebelumnya yang sudah dipaparkan berhubungan erat dengan ketidak tunakan (*unsteadiness*) di sekitar titik tubrukan (*impingement region*) jet dan mereka ini merupakan pengaruh penting terhadap distribusi temperatur pada daerah keluaran ruang bakar.



Gambar 4.3 Medan temperatur setiap *time step*. Tanda panah merah, hitam dan biru menunjukkan daerah *primary*, *secondary* dan *dilution*. I dan t menunjukkan *time step* dan waktu simulasi

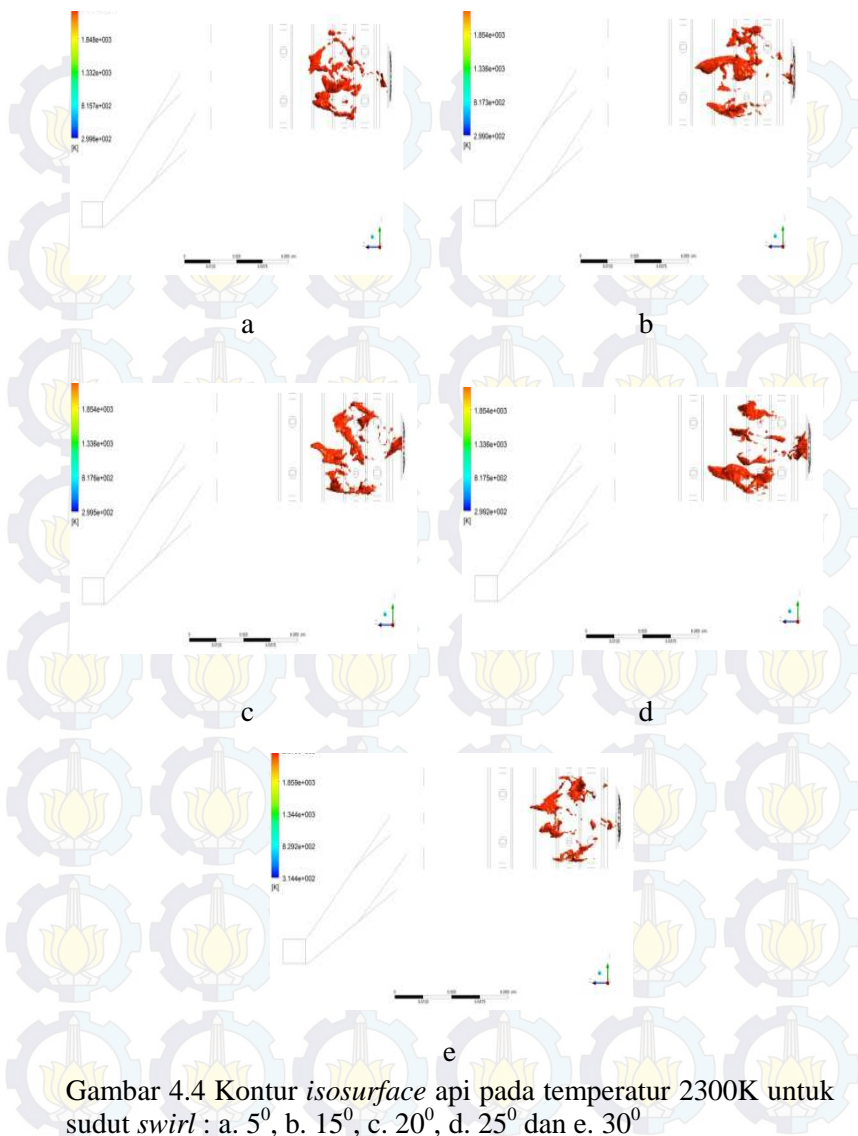
### 4.3 Titik Stagnasi Api

Fenomena pemecah vortex pada aliran berputar berhubungan erat dengan bilangan Reynold aliran *inlet* ( $ReD$ ) dan bilangan *Swirl* ( $Sn$ ). Hal ini diakibatkan oleh kondisi batas *downstream* (daerah awal). Pengaruh aliran berputar diteliti lebih lanjut dengan pengajuan rancangan baru dengan perbedaan sudut *swirler* pada medan aliran berputar. Bagian ini menampilkan sebuah diskusi dari bentuk CRZ (*combustion recirculation zone*) dan bentuk tambahan dari daerah resirkulasi. Bilangan *Swirl* dihitung dari 5 keadaan yang berbeda, bilangan *Swirl* dihitung ketika aliran udara tepat akan keluar dari *Swirler*.

Tabel. 4.1 Nilai bilangan *Swirl* pada 5 keadaan berbeda

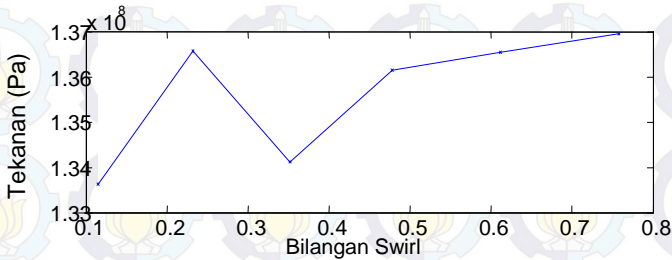
Sudut	5 <sup>0</sup>	15 <sup>0</sup>	20 <sup>0</sup>	25 <sup>0</sup>	30 <sup>0</sup>
swirl number	0,115	0,352	0,478	0,612	0,758
Flame stagnation point (mm)	39,13892	39,69542	43,0343	45,2602	39,3244

Pada Tabel 4.1, terlihat kenaikan bilangan *Swirl* mengakibatkan kenaikan pada jarak api stagnasi, kecuali pada kasus ke 5, hal ini terjadi diakibatkan desain *Swirler* dengan sudut 30<sup>0</sup> (bilangan *Swirl* = 0,758) pada model *combustor* kurang sesuai pada kasus ini. Kontur titik stagnasi api ditentukan pada saat api bertemperatur 2300 K untuk setiap kondisi.





Kontur dari daerah aliran balik pada bidang *streamwise* ditunjukkan pada Gambar 4.4. Pada gambar kontur menyatakan ketergantungan dari CRZ (*combustion recirculation zone*) dan merupakan bukti bahwa CRZ dapat terkontrol dengan menerapkan desain baru. Pada gambar juga menjelaskan dengan mengubah nilai bilangan *Swirl* yaitu dengan mengubah dimensi dan sudut dari *Swirl* dapat mengurangi adanya pengaruh *dead zone* (daerah mati). Daerah ini mempunyai efek negatif pada proses pembakaran dan keseragaman temperatur dinding. Oleh karena itu, menghilangkan atau setidaknya mengurangi daerah ini merupakan hal yang vital untuk meningkatkan proses pembakaran. Pengurangan daerah ini dapat menyebabkan peningkatan *pressure drop* di dalam *combustor*.

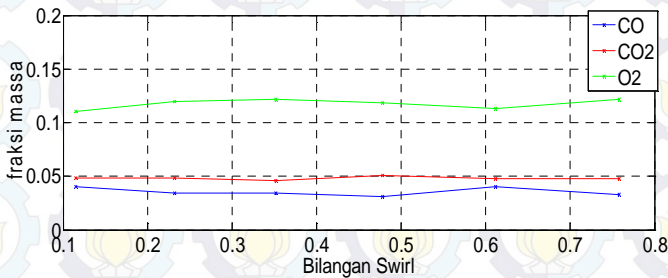


Gambar 4.5 Tekanan statik pada setiap keadaan

Tekanan statik diplot pada Gambar 4.5 untuk semua keadaan. Terlihat jelas bahwa peningkatan tekanan statik sesuai dengan kenaikan nilai bilangan *Swirl*. Hal ini dapat dipahami secara fisis, yaitu pengaruh daerah tegangan geser CRZ, yang mendisipasi energi aliran, dalam hal ini tekanan .

#### 4.4 Bidang 1 (*Primary zone*)

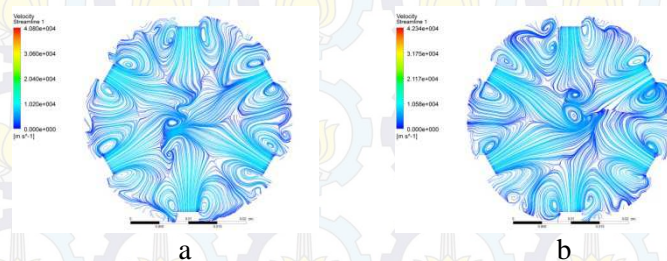
Selain menentukan disain dari bentuk pembakar (*burner*), hal lain yang perlu diperhatikan dalam penelitian di pembakaran adalah pengurangan emisi gas polutan. Pada studi ini dilakukan simulasi pembakaran gas turbin dengan nilai *inlet* bahan bakar dan udara sama di setiap kondisi simulasi. Kondisi berbeda yaitu pada nilai bilangan *Swirl*. Parameter yang digunakan sebagai pertimbangan baik buruknya proses pembakaran yang terjadi adalah fraksi massa CO dan CO<sub>2</sub> sebagai produk dari hasil pembakaran dan fraksi massa O<sub>2</sub> sebagai senyawa yang dibutuhkan dalam pembakaran. Temperatur yang dihasilkan juga menjadi salah satu pertimbangan dalam studi ini.



Gambar 4.6 Fraksi massa pada bidang 1

Pada Gambar 4.6 menunjukkan perubahan fraksi massa CO, O<sub>2</sub> dan CO<sub>2</sub> untuk setiap bilangan *Swirl* dan pada daerah Bidang 1. Bidang 1 merupakan perpotongan melintang terhadap sumbu *z*, dimana bidang 1 memotong bagian melintang dari *primary*. Pada Gambar 4.6, fraksi massa dari oksigen cenderung membentuk kurva lengkung dan pada bilangan *Swirl* 0,7583 terjadi penyimpangan yaitu nilai fraksi

massa oksigen naik. Nilai maksimal pada kurva lengkung ini terjadi pada bilangan *Swirl* 0,3519. Proses pencampuran pada keadaan ini kurang baik, terlihat dari medan aliran yang membentuk pusaran pada bilangan *Swirl* 0,3519 tidak cukup sempurna (Gambar 4.7a) Sedangkan pada gambar 4.7b pencampuran terjadi lebih sempurna.

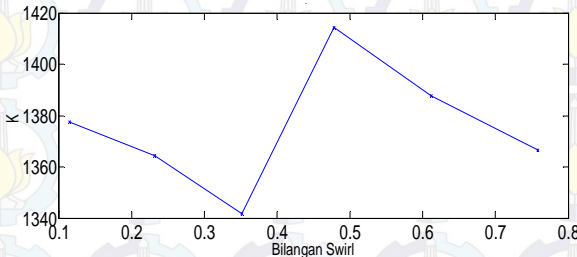


Gambar 4.7 Kontur medan aliran kecepatan bidang 1 untuk bilangan *swirl* a) 0,3519, b) 0,478

Nilai kecepatan pada keadaan ini sangat tinggi daripada yang lainnya yaitu berkisar 5589,56 m/s. Pada Gambar 4.7b, terlihat proses pencampuran yang baik diakibatkan pusaran yang terjadi sangat bagus sehingga dapat mencampur bahan bakar (gas) dan udara sangat baik. Temperatur yang dihasilkan pada keadaan ini sekitar 1414,23 K.

Pada kondisi kecepatan yang sangat tinggi (Gambar 4.7a), proses pembakaran kurang bagus. Hal ini dapat dilihat pada Gambar 4.8. Temperatur yang dihasilkan pada Gambar 4.7a cukup rendah. Pada kondisi ini temperatur tertinggi diperoleh pada bilangan *Swirl* 0,478 proses pembakaran dan pencampuran yang terjadi paling baik diantara lainnya, hal ini

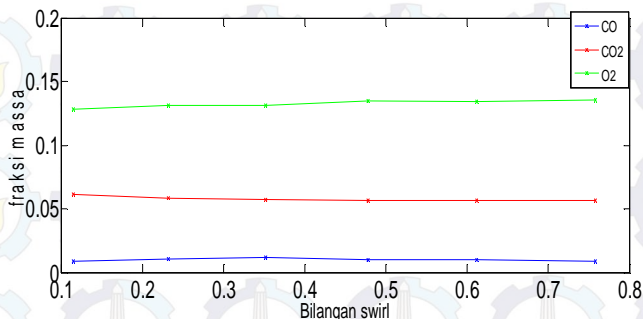
dapat dilihat rendahnya kandungan CO dan tingginya temperatur pada keadaan ini.



Gambar 4.8 Temperatur pada bidang 1

#### 4.5 Bidang 2 (*Secondary Zone*)

Bidang 2 merupakan potongan melintang bagian *secondary zone*, pada bagian ini bahan bakar (gas) yang masih tersisa dari proses pada *primary zone* dibakar kembali sehingga setelah bagian ini bahan bakar yang tersisa sudah tidak ada lagi.

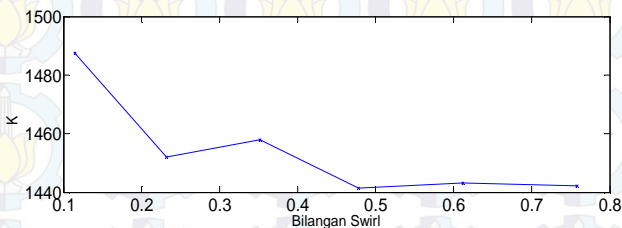


Gambar 4.9 Fraksi massa pada bidang 2

Konsentrasi karbondioksida ( $\text{CO}_2$ ) lebih besar dari pada konsentrasi karbonmonoksida (CO) dan oksigen ( $\text{O}_2$ )



terlihat pada Gambar 4.9, hal ini dikarenakan karbondioksida pada bagian ini merupakan akumulasi karbondioksida pembakaran sebelumnya dan pada bagian ini sendiri. Fraksi massa CO hampir bernilai nol untuk setiap keadaan, hal ini berarti, pada bagian ini proses pembakaran yang terjadi sempurna.



Gambar 4.10 Temperatur pada bidang 2

Pada Gambar 4.10, temperatur pada bagian ini untuk tiap keadaan semakin menurun. Tetapi, nilai temperatur lebih tinggi daripada bidang 1 hal ini disebabkan terjadi pembakaran lagi yang berarti penambahan energi yang diikuti dengan kenaikan temperatur

Setelah dari bagian ini (*secondary*), terdapat bagian *dilution zone*, dimana pada bagian ini api yang terjadi didinginkan, selain berfungsi mendinginkan api, bagian ini juga berfungsi sebagai penstabil bentuk api, sehingga api pada bagian ini akan stabil. Setelah bagian *dilution zone*, tidak terjadi lagi pembakaran. Tujuan pendinginan yaitu untuk menurunkan temperatur api dan diikuti dengan penurunan temperatur udara pada ruang bakar yang akan digunakan untuk memutar sudu turbin, sudu turbin hanya mampu

menerima temperatur pada nilai tertentu bergantung jenis bahan pembentuk sudu turbin.

Pembakaran dikatakan sempurna, apabila bahan bakar yang digunakan terbakar dan tidak tersisa. Pada proses pembakaran tidak hanya bahan bakar saja yang digunakan dalam proses ini, terdapat udara dan panas agar pembakaran dapat terjadi. Pada proses ini terjadi reaksi antara beberapa elemen yaitu elemen karbon (C), hidrogen (H) bereaksi dengan oksigen yang terdapat pada udara. Reaksi ini akan menghasilkan karbon dioksida ( $\text{CO}_2$ ) dan uap air ( $\text{H}_2\text{O}$ ) ketika proses ini sempurna (*complete*). Hal ini menyatakan bahwa oksigen yang dibutuhkan dalam pembakaran cukup untuk membakar karbon dan hidrogen. Pembakaran dikatakan tidak sempurna (*incomplete*) apabila jumlah oksigen yang digunakan kurang atau perbandingan udara dan bahan bakar yang tidak sesuai maka sebagian gas bahan bakar didinginkan di bawah temperatur pembakaran (*ignition temperature*). Gas hasil pembakaran masih mengandung komponen yang dapat mudah terbakar terutama karbonmonoksida (CO). Hasil reaksi pembakaran menimbulkan efek yang diinginkan yaitu panas dan tekanan.

#### **4.6 Efisiensi Pembakaran**

Efisiensi suatu proses dapat dilihat dari kualitas produk yang dihasilkan. Efisiensi pembakaran yang paling tinggi terjadi pada keadaan bilangan *Swirl* 0,758 diantara 4 keadaan lainnya, yaitu sekitar 89,35% seperti terlihat pada Tabel 4.2. Efisiensi pembakaran ini dipengaruhi oleh laju aliran bahan bakar, nilai kalor bersih, laju aliran massa bahan bakar dan udara dan enthalpy Terlihat pada Tabel 4.2 semakin

tinggi nilai bilangan *Swirl* maka semakin tinggi efisiensinya. Dengan demikian proses pembakaran yang terjadi sangat baik, hal ini dapat dilihat dari hasil pembakaran yang terjadi.

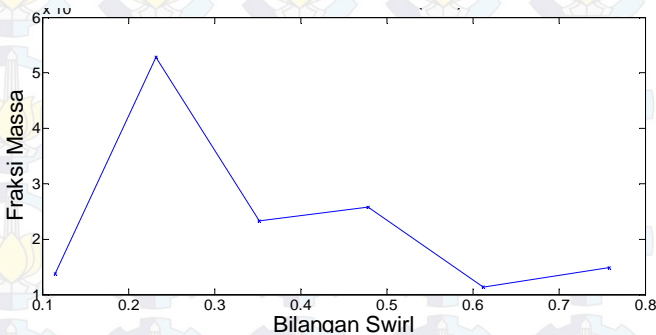
Tabel 4.2 Data perhitungan efisiensi ruang bakar

sudut bukaan Swirler	bilangan <i>Swirl</i>	Kalor hasil pembakaran (Q)	Efisiensi
5 <sup>0</sup>	0,115	6877114,41	86,97
10 <sup>0</sup>	0,232	6625641,17	83,79
15 <sup>0</sup>	0,352	6936276,78	87,72
20 <sup>0</sup>	0,478	7005417,38	88,59
25 <sup>0</sup>	0,612	6991955,99	88,42
30 <sup>0</sup>	0,758	7065154,15	89,35

Pada Gambar 4.11, nilai fraksi massa CO yang paling tinggi terjadi pada bilangan *Swirl* 0,232 yaitu  $5,28 \times 10^{-7}$  maka efisiensi pada keadaan ini sangat rendah sekali bila dibandingkan dengan keadaan lainnya.

Pada keadaan ini proses pencampuran yang terjadi kurang begitu baik bila dibandingkan dengan proses pada keadaan (variasi bilangan *Swirl*) lainnya.

Selain dapat dilihat dari hasil fraksi massa CO yang tersisa, efisiensi pembakaran juga dapat dilihat dari temperatur yang dihasilkan oleh Gas Turbin tersebut. Pada Gambar 4.12 terlihat bahwa, pada keadaan bilangan *Swirl* 0,232 temperatur yang dihasilkan yaitu 1108,61 K dan temperatur tertinggi terjadi pada bilangan *Swirl* 0,758 yaitu 1155,83 K.

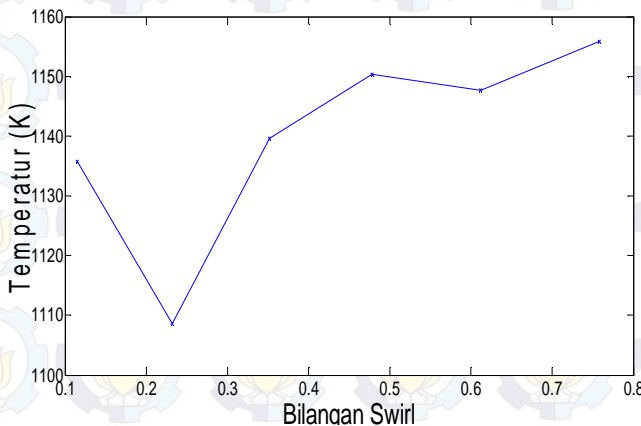


Gambar 4.11 Fraksi massa CO pada keluaran

Pada studi ini terdapat beberapa hal yang perlu diperhatikan yang berhubungan dengan proses pembakaran dan hasilnya. Pada bilangan *Swirl* 0,478 dan 0,7483 fraksi massa CO yang dihasilkan hampir sama berkisar 0,032, tetapi temperatur yang dihasilkan pada kedua keadaan tersebut terlihat perbedaan yang cukup jauh yaitu 1414,23K dan 1366,55 K.



Fraksi massa oksigen dari kedua keadaan ini hampir sama yaitu 0,12. Perbedaan temperatur yang sangat jauh ini diakibatkan pada proses pencampuran bahan bakar dan udara yang kurang sempurna.

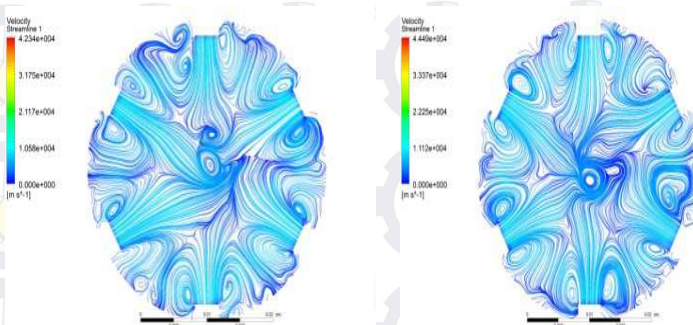


Gambar 4.12 Temperatur pada daerah keluaran

Pada Gambar 4.13 merupakan profil aliran udara pada bidang 1, terlihat pada keadaan bilangan *Swirl* 0,478, terdapat 2 pusaran aliran sedangkan pada keadaan bilangan *Swirl* 0,7583 hanya terdapat 1 pusaran aliran.

Keberadaan pusaran sangat besar pengaruhnya pada pencampuran/reaksi udara dan bahan bakar, sehingga menghasilkan efek panas pada proses pembakaran ini. Pada keadaan bilangan *Swirl* 0,478 terdapat 2 pusaran yang mengakibatkan pencampuran lebih baik dari pada bilangan *Swirl* 0,7583, yang mengakibatkan penambahan energi yaitu berupa panas lebih tinggi dari pada bilangan *Swirl* 0,7583. Pada daerah keluaran ruang bakar (*combustor*), temperatur

tertinggi terjadi pada keadaan bilangan *Swirl* 0,7583 yaitu sekitar 1155,83 K, hal ini disebabkan untuk geometri pada keadaan tersebut temperatur api terstabilkan paling baik diantara keadaan bilangan *Swirl* yang lainnya. Pada keadaan bilangan bilangan *Swirl* 0,7583 di daerah pembakaran *primary* dan *secondary* tidak menghasilkan temperatur yang tinggi hal ini dikarenakan pada daerah *primary* dan *secondary* api belum terstabilkan dan pencampuran yang terjadi belum sempurna.



Gambar 4.13 Kontur medan aliran kecepatan Bidang 1, bilangan *Swirl* 0,478 (kiri) dan bilangan *Swirl* 0,7583 (kanan)

Dengan demikian bahwa pada daerah *primary*, temperatur tertinggi terjadi pada bilangan *Swirl* 0,478, sedangkan pada daerah *secondary* temperatur tertinggi terjadi pada bilangan *Swirl* 0,06285. Pada keluaran gas turbin temperatur tertinggi terjadi pada bilangan *Swirl* 0,758 (sudut  $30^\circ$ ). Perbedaan temperatur tertinggi pada setiap keadaan dikarenakan untuk menuju pembakaran yang stabil pada setiap keadaan berbeda. Pada ruang bakar gas turbin yang diperlukan tidak hanya bagaimana proses pembakaran itu terjadi, tetapi produk yang dihasilkan (Temperatur). Terlihat dari hasil yang didapat temperatur tertinggi terjadi pada

bilangan *Swirl* 0,758 (sudut  $30^0$ ). Hal ini sesuai dengan teori dasar dari *Swirler* bahwa semakin besar sudut bukaan *Swirler* maka pembakaran yang terjadi semakin baik dengan syarat sudut dibatasi tidak boleh melebihi  $70^0$  dikarenakan di atas sudut  $70^0$  efek berputar yang dihasilkan *Swirler* tidak akan terbentuk.





## BAB V

### KESIMPULAN DAN SARAN

#### 5.1 Kesimpulan

Telah didesain variasi bukaan sudut swirler pada sebuah ruang bakar gas turbin, hal ini mempengaruhi nilai bilangan swirl yang dihasilkan.

Berdasarkan analisa data dan pembahasan hasil simulasi variasi perubahan bilangan swirl, maka dapat disimpulkan :

1. Perubahan nilai bilangan swirl, mengakibatkan panjang titik stagnasi api (lidah api) berubah-ubah. Titik stagnasi api terpanjang terjadi pada bilangan *swirl* 0,612 dengan panjang lidah api 45,02666 mm.
2. Pada daerah *primary*, pencampuran paling baik terjadi pada bilangan *swirl* 0,478, dimana fraksi massa gas CO yang tersisa 0,0313357. Temperatur yang dihasilkan pada bilangan swirl ini sekitar 1414,23 K.
3. Pada daerah *secondary* fraksi massa CO yang tersisa hampir mendekati nol untuk semua kondisi. Temperatur untuk setiap keadaan, nilainya lebih tinggi dari pada temperatur keadaan 1. Temperatur tertinggi pada daerah ini, terjadi pada keadaan bilangan *swirl* 0,06285.
4. Efisiensi pembakaran tertinggi terjadi pada keadaan bilangan *Swirl* 0,7583 yaitu sekitar **89,35** %, dimana temperatur yang dihasilkan juga paling tinggi yaitu 1155,83 K

#### 5.2 Saran

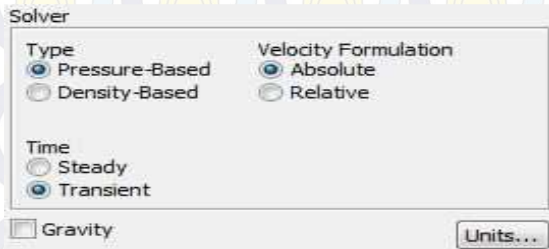
Pada penelitian selanjutnya dapat diarahkan untuk menyelidiki secara komprehensif kinerja swirler *isothermal*. Hal ini dapat dilakukan melalui studi numerik serta percobaan. Perbandingan laju massa tangensial dan axial merupakan hal penting dalam penelitian selanjutnya dikarenakan dapat mempengaruhi efisiensi pembakaran, emisi dan kestabilan api.



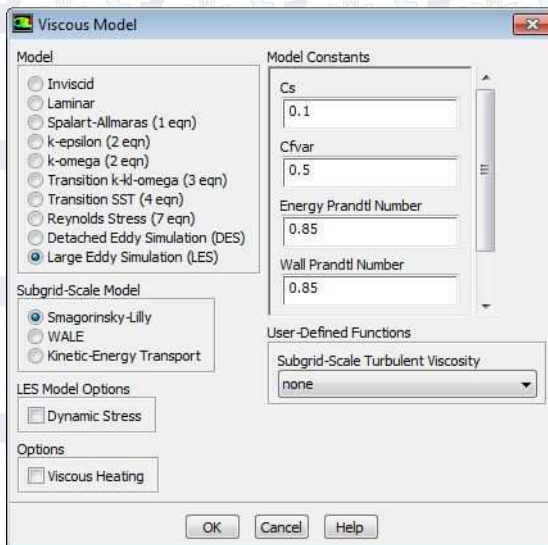
*Halaman ini sengaja dikosongkan*

## Lampiran A

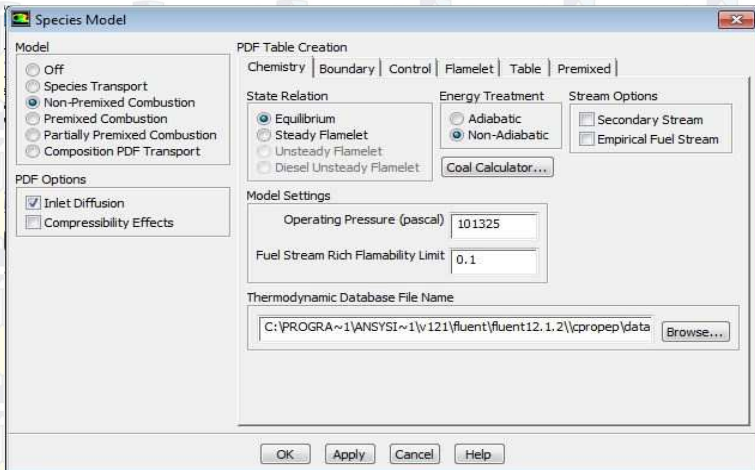
- **Penentuan model solver**



- **Penentuan model viskositas**

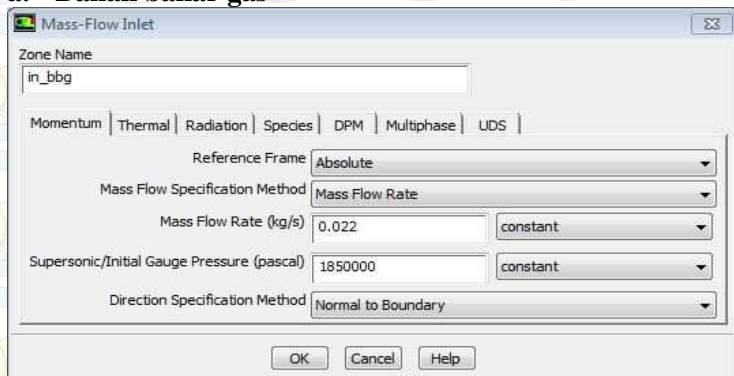


- **Penentuan model spesies**



- **Penentuan nilai kondisi batas**

- a. **Bahan bakar gas**





**Mass-Flow Inlet**

Zone Name  
in\_bbg

Momentum Thermal Radiation Species DPM Multiphase UDS

Total Temperature (K) 300 constant

OK Cancel Help

## b. Swirler

**Mass-Flow Inlet**

Zone Name  
in\_swirler

Momentum Thermal Radiation Species DPM Multiphase UDS

Reference Frame Absolute

Mass Flow Specification Method Mass Flow Rate

Mass Flow Rate (kg/s) 0.03225 constant

Supersonic/Initial Gauge Pressure (pascal) 710000 constant

Direction Specification Method Normal to Boundary

OK Cancel Help

**Mass-Flow Inlet**

Zone Name  
in\_swirler

Momentum Thermal Radiation Species DPM Multiphase UDS

Total Temperature (k) 581 constant

OK Cancel Help

### c. Head

**Mass-Flow Inlet**

Zone Name  
in\_head

Momentum Thermal Radiation Species DPM Multiphase UDS

Reference Frame Absolute

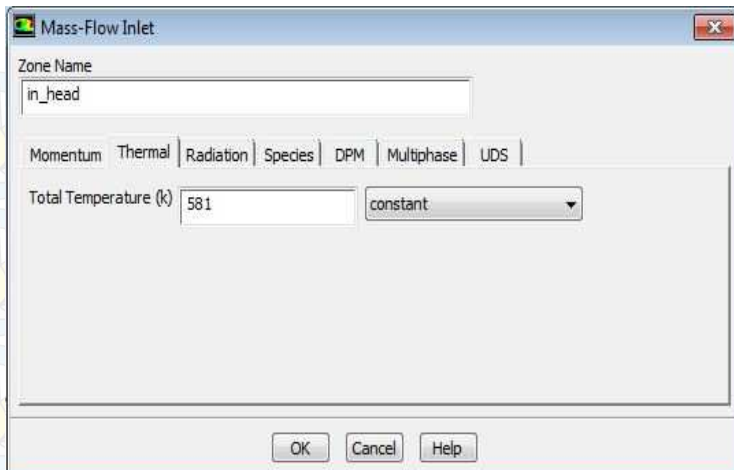
Mass Flow Specification Method Mass Flow Rate

Mass Flow Rate (kg/s) 0.215 constant

Supersonic/Initial Gauge Pressure (pascal) 710000 constant

Direction Specification Method Normal to Boundary

OK Cancel Help



Mass-Flow Inlet

Zone Name  
in\_head

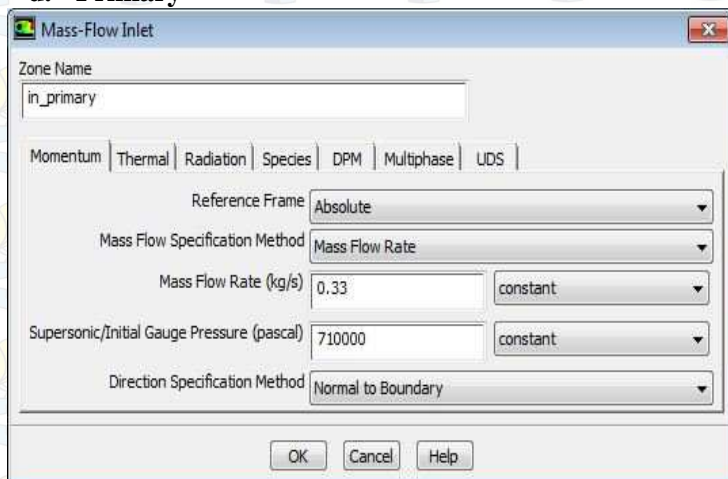
Momentum Thermal Radiation Species DPM Multiphase UDS

Total Temperature (k) 581 constant

OK Cancel Help

This dialog box is titled 'Mass-Flow Inlet'. It features a 'Zone Name' field containing 'in\_head'. Below this is a row of tabs: 'Momentum', 'Thermal', 'Radiation', 'Species', 'DPM', 'Multiphase', and 'UDS'. The 'Thermal' tab is selected. Under the 'Thermal' tab, there is a 'Total Temperature (k)' field with the value '581' and a dropdown menu set to 'constant'. At the bottom are 'OK', 'Cancel', and 'Help' buttons.

#### d. Primary



Mass-Flow Inlet

Zone Name  
in\_primary

Momentum Thermal Radiation Species DPM Multiphase UDS

Reference Frame Absolute

Mass Flow Specification Method Mass Flow Rate

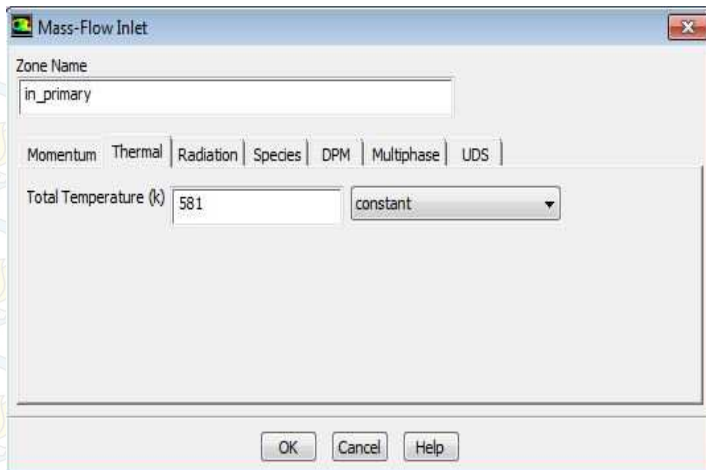
Mass Flow Rate (kg/s) 0.33 constant

Supersonic/Initial Gauge Pressure (pascal) 710000 constant

Direction Specification Method Normal to Boundary

OK Cancel Help

This dialog box is titled 'Mass-Flow Inlet'. It features a 'Zone Name' field containing 'in\_primary'. Below this is a row of tabs: 'Momentum', 'Thermal', 'Radiation', 'Species', 'DPM', 'Multiphase', and 'UDS'. The 'Thermal' tab is selected. Under the 'Thermal' tab, there are several settings: 'Reference Frame' is set to 'Absolute'; 'Mass Flow Specification Method' is set to 'Mass Flow Rate'; 'Mass Flow Rate (kg/s)' is set to '0.33' with a dropdown menu set to 'constant'; 'Supersonic/Initial Gauge Pressure (pascal)' is set to '710000' with a dropdown menu set to 'constant'; and 'Direction Specification Method' is set to 'Normal to Boundary'. At the bottom are 'OK', 'Cancel', and 'Help' buttons.



Mass-Flow Inlet

Zone Name  
in\_primary

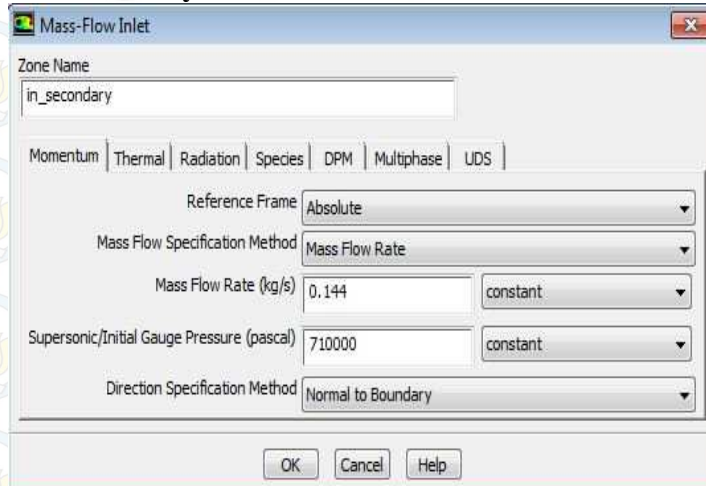
Momentum Thermal Radiation Species DPM Multiphase UDS

Total Temperature (K) 581 constant

OK Cancel Help

This dialog box is titled "Mass-Flow Inlet". It has a "Zone Name" field containing "in\_primary". Below this are tabs for "Momentum", "Thermal", "Radiation", "Species", "DPM", "Multiphase", and "UDS". The "Thermal" tab is selected, showing a "Total Temperature (K)" field with the value "581" and a dropdown menu set to "constant". At the bottom are "OK", "Cancel", and "Help" buttons.

### e. Secondary



Mass-Flow Inlet

Zone Name  
in\_secondary

Momentum Thermal Radiation Species DPM Multiphase UDS

Reference Frame Absolute

Mass Flow Specification Method Mass Flow Rate

Mass Flow Rate (kg/s) 0.144 constant

Supersonic/Initial Gauge Pressure (pascal) 710000 constant

Direction Specification Method Normal to Boundary

OK Cancel Help

This dialog box is titled "Mass-Flow Inlet". It has a "Zone Name" field containing "in\_secondary". Below this are tabs for "Momentum", "Thermal", "Radiation", "Species", "DPM", "Multiphase", and "UDS". The "Thermal" tab is selected, showing several settings: "Reference Frame" is set to "Absolute", "Mass Flow Specification Method" is set to "Mass Flow Rate", "Mass Flow Rate (kg/s)" is set to "0.144" with a dropdown set to "constant", "Supersonic/Initial Gauge Pressure (pascal)" is set to "710000" with a dropdown set to "constant", and "Direction Specification Method" is set to "Normal to Boundary". At the bottom are "OK", "Cancel", and "Help" buttons.



**Mass-Flow Inlet**

Zone Name  
in\_secondary

Momentum Thermal Radiation Species DPM Multiphase UDS

Total Temperature (K) 581 constant

OK Cancel Help

## f. Dilution

**Mass-Flow Inlet**

Zone Name  
in\_dilution

Momentum Thermal Radiation Species DPM Multiphase UDS

Reference Frame Absolute

Mass Flow Specification Method Mass Flow Rate

Mass Flow Rate (kg/s) 0.263 constant

Supersonic/Initial Gauge Pressure (pascal) 710000 constant

Direction Specification Method Normal to Boundary

OK Cancel Help

**Mass-Flow Inlet**

Zone Name  
in\_dilution

Momentum Thermal Radiation Species DPM Multiphase UDS

Total Temperature (k) 581 constant

OK Cancel Help

### g. Corrugated

**Mass-Flow Inlet**

Zone Name  
in\_corrugated

Momentum Thermal Radiation Species DPM Multiphase UDS

Reference Frame Absolute

Mass Flow Specification Method Mass Flow Rate

Mass Flow Rate (kg/s) 0.71 constant

Supersonic/Initial Gauge Pressure (pascal) 710000 constant

Direction Specification Method Normal to Boundary

OK Cancel Help

**Mass-Flow Inlet**

Zone Name  
in\_corugated

Momentum Thermal Radiation Species DPM Multiphase UDS

Total Temperature (K) 581 constant

OK Cancel Help

## h. Ignitor

**Wall**

Zone Name  
ignitor

Adjacent Cell Zone  
gas

Momentum Thermal Radiation Species DPM Multiphase UDS

Thermal Conditions

☐ Heat Flux ☒ Temperature ☐ Convection ☐ Radiation ☐ Mixed

Temperature (K) 1000 constant

Wall Thickness (cm) 0

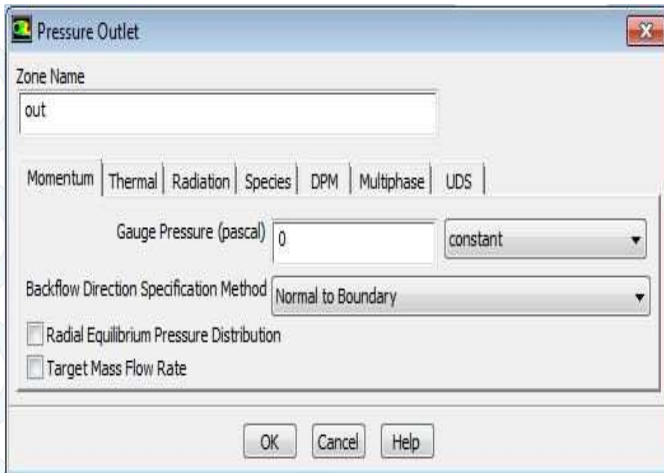
Heat Generation Rate (W/m<sup>3</sup>) 0 constant

Material Name  
aluminum Edit...

☐ Shell Conduction

OK Cancel Help

## i. Out



Pressure Outlet

Zone Name  
out

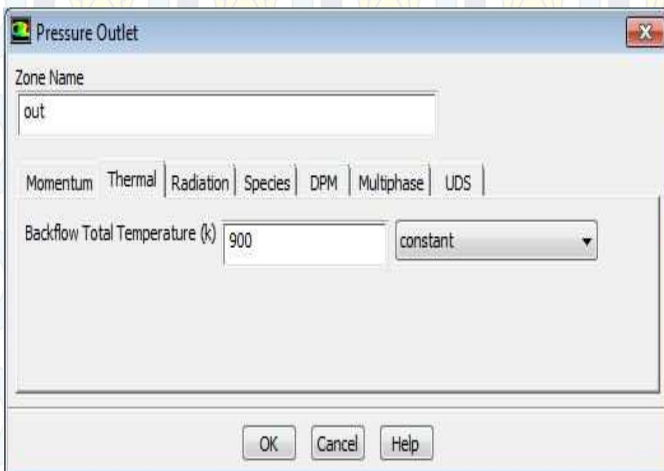
Momentum | Thermal | Radiation | Species | DPM | Multiphase | UDS

Gauge Pressure (pascal) 0 constant

Backflow Direction Specification Method Normal to Boundary

☐ Radial Equilibrium Pressure Distribution  
☐ Target Mass Flow Rate

OK Cancel Help



Pressure Outlet

Zone Name  
out

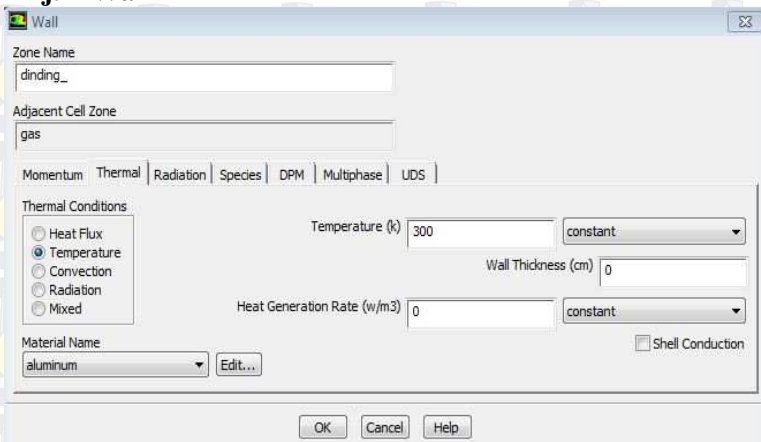
Momentum | Thermal | Radiation | Species | DPM | Multiphase | UDS

Backflow Total Temperature (K) 900 constant

OK Cancel Help



## j. Wall



The image shows a 'Wall' dialog box from a software application. The dialog has a title bar with a standard icon and a close button. It contains several input fields and tabs. The 'Zone Name' field is set to 'dinding\_'. The 'Adjacent Cell Zone' field is set to 'gas'. There are tabs for 'Momentum', 'Thermal', 'Radiation', 'Species', 'DPM', 'Multiphase', and 'UDS'. The 'Thermal' tab is selected, showing options for 'Heat Flux', 'Temperature' (selected), 'Convection', 'Radiation', and 'Mixed'. The 'Temperature' section has a value of '300' and a dropdown set to 'constant'. The 'Wall Thickness (cm)' field is set to '0'. The 'Heat Generation Rate (w/m3)' section has a value of '0' and a dropdown set to 'constant'. There is a checkbox for 'Shell Conduction' which is unchecked. The 'Material Name' dropdown is set to 'aluminum' with an 'Edit...' button next to it. At the bottom are 'OK', 'Cancel', and 'Help' buttons.

Wall

Zone Name  
dinding\_

Adjacent Cell Zone  
gas

Momentum | Thermal | Radiation | Species | DPM | Multiphase | UDS

Thermal Conditions

☐ Heat Flux  
☒ Temperature  
☐ Convection  
☐ Radiation  
☐ Mixed

Temperature (K) 300 constant

Wall Thickness (cm) 0

Heat Generation Rate (w/m3) 0 constant

Material Name  
aluminum Edit...

☐ Shell Conduction

OK Cancel Help

## Solution Initialization

Compute from

in\_swirler

Reference Frame

- ☒ Relative to Cell Zone  
☐ Absolute

Initial Values

Gauge Pressure (pascal)

710000

X Velocity (m/s)

-7.245459e-14

Y Velocity (m/s)

5.962898e-14

Z Velocity (m/s)

216.08

Temperature (K)

581

Mean Mixture Fraction

0

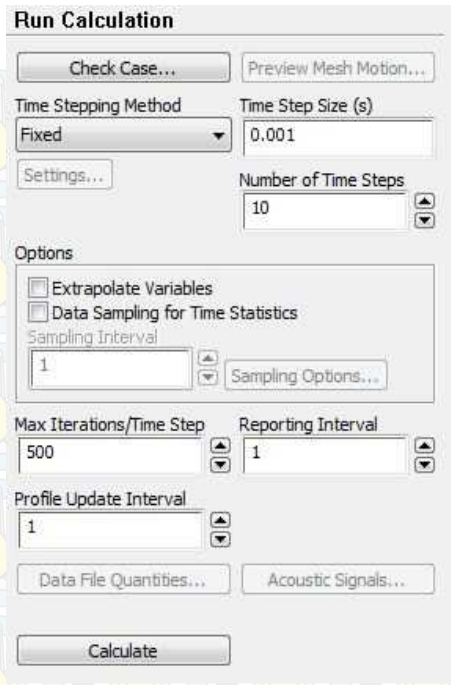
Initialize

Reset

Patch...

Reset DPM Sources

Reset Statistics



The image shows a 'Run Calculation' dialog box with the following settings:

- Check Case...** and **Preview Mesh Motion...** buttons at the top.
- Time Stepping Method:** Fixed (dropdown menu).
- Time Step Size (s):** 0.001 (text input).
- Settings...** button below Time Stepping Method.
- Number of Time Steps:** 10 (spin box).
- Options:**
  - ☐ Extrapolate Variables
  - ☐ Data Sampling for Time Statistics
  - Sampling Interval:** 1 (spin box).
  - Sampling Options...** button.
- Max Iterations/Time Step:** 500 (spin box).
- Reporting Interval:** 1 (spin box).
- Profile Update Interval:** 1 (spin box).
- Data File Quantities...** and **Acoustic Signals...** buttons.
- Calculate** button at the bottom.

Kalkulasi dilakukan pada *time step size* sebesar 0.001 s dengan jumlah *time step* sebanyak 10. Untuk membatasi banyaknya iterasi, diberikan nilai maksimal sebesar 500 iterasi tiap *time step*. Untuk mempercepat mencapai solusi konvergen, maka pada penelitian ini, nilai residual yang pada awalnya memiliki batas *error* untuk energy sebesar  $10^{-6}$  diperbesar hingga  $10^{-3}$ . Sedangkan untuk batas *error* variabel yang lain, awalnya bernilai  $10^{-3}$  diperbesar menjadi  $10^{-2}$ .

